

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

В. І. Харченко

РОЗРАХУНОК ТУРБІННОГО СТУПЕНЯ ГАЗОНАДДУВНОГО АГРЕГАТУ

*Рекомендовано Методичною радою НУК
як методичні вказівки*

Миколаїв 2006

УДК 621.438

Рекомендовано Методичною радою НУК як методичні вказівки

Харченко В.І. Розрахунок турбінного ступеня газонаддувного агрегату: Методичні вказівки. – Миколаїв: НУК, 2006. – 48 с.

Кафедра турбін

Подано питання вибору та розрахунку основних параметрів турбінного ступеня газонаддувного агрегату ДВЗ, наведено методику розрахунку ступеня осьового і радіального типу.

Призначено для виконання курсового та дипломного проектів, а також для самостійної роботи студентів усіх форм навчання за фахом 7.090210 "Двигуни внутрішнього згоряння".

УДК 621.438

Рецензент канд. техн. наук, доц. М. В. Ващиленко

ВСТУП

Проектування газонаддувного агрегату ДВЗ припускає комплексний підхід до вибору компресора за заданими величинами, визначення вихідних параметрів для турбіни і тепловий розрахунок турбінного ступеня з профілюванням основних елементів проточної частини. Вивчення цього агрегату має велике значення для майбутніх фахівців у галузі двигунобудування.

Вибір та габаритний розрахунок компресора з урахуванням заданих тиску наддуву, типу і потужності ДВЗ може бути виконаний на основі знань з курсу "Компресори і нагнетачі".

Основна частина проекту – визначення початкових параметрів газу і розрахунок турбінного ступеня постійного тиску газонаддувного агрегату виконується на базі курсу "Утилізаційні газові турбіни" і наявних літературних джерел. У цьому плані дані методичні вказівки узагальнюють рекомендації з проектування таких турбін.

Розрахунок імпульсних турбін, турбінного ступеня на змінних режимах, узгодження характеристик турбіни та компресора, спільна робота дизеля і турбокомпресора у вказівках не розглядається.

1. ОСОБЛИВОСТІ РОБОТИ, ОСНОВНІ ПАРАМЕТРИ І ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБІН ГАЗОНАДДУВНИХ АГРЕГАТІВ

Найбільш ефективним способом утилізації тепла відпрацьованих газів двигуна внутрішнього згоряння є встановлення на випускному трубопроводі – турбіни, яка призводить у обертання наддувний компресор. Такого роду наддув дизеля, що називається газотурбінним, має ряд переваг над механічним способом і застосовується практично на всіх зразках чотиритактних і двотактних двигунів.

Часткове використання енергії випускних газів наддувним турбокомпресором підвищує термічний ККД і потужність двигуна; при цьому потужність може бути підвищена, порівняно з двигуном без наддуву, на 50 % і вище у залежності від вимог до компактності, моторесурсу, вихідної вартості двигуна і т. п.

Істотного підвищення питомої потужності дизеля можна досягти за рахунок підвищення тиску наддуву, однак це призводить до значного зростання теплонапруження циліндро-поршневої групи, що зменшує строк служби та надійність роботи двигуна. Тому у більшості суднових ДВЗ тиск наддуву P_k низький і дорівнює 0,13...0,19 МПа; системами середнього і високого наддуву ($P_k = 0,19...0,35$ МПа) забезпечуються в основному швидкохідні двигуни з обмеженими габаритами і ваговими характеристиками.

В залежності від способу об'єднання вихлопних патрубків від циліндрів і підведення газу до турбіни можна одержувати потік газу або з постійним тиском перед турбіною, або зі змінним. Постійний тиск одержують об'єднанням випусків із усіх циліндрів в загальний ресивер достатньо великого об'єму, звідки газ направляється в турбіну. Змінний тиск перед турбіною досягається об'єднанням у випускному колекторі вихлопів із одного або декількох циліндрів, що мають мале перекриття фаз відкриття випускних клапанів або його не мають. Наддув у цьому випадку називають імпульсним. Як показали дослідження і досвід експлуатації ДВЗ з різними системами газотурбінного наддуву, імпульсний турбонаддув при $P_k < 0,25$ МПа має певні переваги перед наддувом з постійним тиском перед турбіною. За інших рівних умов потужність імпульсної турбіни виявляється на 30...50 % вище за потужність турбіни з постійним тиском газу; цього достатньо для

одержання потрібної роботи стиснення у компресорі без додаткових джерел енергії.

Імпульсний турбонаддувний агрегат (ТНА) конструктивно значно складніший за ТНА постійного тиску через наявність декількох патрубків підводу газу до соплового апарату турбіни. Крім цього, на багатоциліндрових двигунах доводиться встановлювати кілька ТНА, так як розділення патрубка газу до турбіни більш ніж на чотири сегменти не раціонально. Робота сопел і робочих решіток при різких змінах параметрів речовини збільшує витрати у проточній частині та зменшує ККД ступеня; порівняльні випробування турбін з постійними і змінними параметрами перед соплами показують зниження загального ККД турбокомпресора при імпульсній системі наддуву на 2...3 %. Однак вказані недоліки не суттєві в порівнянні з перевагою використання енергії випускних газів при імпульсному наддуві.

Незалежно від системи і тиску наддуву між P_k і тиском газів перед турбіною P_0^* існує співвідношення: для чотиритактних двигунів оптимальне значення $P_k / P_0^* = 1,06...1,15$, для двотактних – $P_k / P_0^* = 1,15...1,25$, оскільки при однаковому наддуві тиск газів перед наддувною турбіною у двотактних ДВЗ менше, ніж у чотиритактних.

Температура випускних газів за умови припустимої теплонапруженості циліндро-поршневої групи для чотиритактних двигунів ≤ 650 °С, для двотактних – ≤ 450 °С. Потенційна енергія випускних газів двотактних ДВЗ виявляється нижчою, за чотиритактні. У цьому разі вільний газотурбінний наддув важко здійснити, особливо при роботі двигуна на змінних режимах і при контурних системах продувки, потрібний наддув у таких випадках забезпечується комбінованим способом.

В залежності від потужності двигуна може бути прийнята турбіна наддувного агрегату радіально-осьового або осьового типу.

Радіально-осьовий ступінь (РОС) використовується у ТНА при невеликій, порядку 400 кВт і нижче, потужності двигуна. Вагові витрати випускних газів у цих двигунах невеликі, тому і розміри лопаток виявляються малими. В указаному діапазоні потужностей двигунів РОС наддувного агрегату має явні переваги над осьовим ступенем завдяки меншим втратам у відповідному патрубку і робочому колесі; втрати газу через осьові зазори менші у порів-

нянні з втратами через радіальні зазори в осьових турбінах, втра-ти енергії з вихідною швидкістю нижчі. Крім цього вони мають визначені переваги конструктивного характеру. У даний час ряд двигунів вітчизняного виробництва обладнані турбокомпресорами типу ТКР-11, ТКР-14 та ін.

Осьовий ступінь застосовується у турбокомпресорах типу ТК для двигунів потужністю 200...2000 кВт.

При високому наддуві та великій потужності двигуна доцільно застосовувати багатоступінчасті наддувні турбіни [6].

Економічні та експлуатаційні характеристики ДВЗ з наддувом суттєво визначаються аналогічними показниками турбонаддувного агрегату.

У зв'язку з цим при проектуванні турбонаддувного агрегату необхідно використовувати надійні дані з одержання в розрахунках значень параметрів і дослідних коефіцієнтів, надто старанно профілювати елементи проточних частин турбокомпресора, а також використовувати відпрацьовані в аеродинамічному відношенні лопаткові профілі та решітки профілів.

2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ГАЗУ ПЕРЕД ТУРБІНОЮ. ВИБІР ТИПОРОЗМІРУ ТУРБОКОМПРЕСОРА

Для розрахунку турбінного ступеня наддувного агрегату повинно бути відомо:

T_0^* – температура загальмованого потоку газу перед турбіною, К;

P_0^* – тиск загальмованого потоку газу перед турбіною, МПа;

P_2 – статичний тиск газу за турбіною, МПа;

G – витрати газу через турбіну, кг/с;

k – показник ізоентропи в інтервалі температур процесу розширення газу в турбіні;

R_r – газова стала для газів, Дж/(кг·К);

n – число обертань ротора турбіни, с⁻¹.

Нижче наводиться визначення вказаних параметрів для турбіни постійного тиску.

Повна температура газу T_0^* задається за даними теплового розрахунку ДВЗ.

Повний тиск P_0^* визначається з умови рівності потужностей компресора і турбіни:

$$N_k = N_t.$$

Потужність компресора

$$N_k = \frac{L_k G_k}{\eta_k}, \quad (1)$$

де L_k – адіабатична робота стискування повітря в компресорі, обчислюється за формулою

$$L_k = \frac{\kappa_{\Pi}}{\kappa_{\Pi} - 1} R_{\Pi} T_{\Pi} \left(\Pi_k^{\frac{\kappa_{\Pi} - 1}{\kappa_{\Pi}}} - 1 \right),$$

$\kappa_{\Pi} = 1,4$ – показник адіабати для повітря;

$R_{\Pi} = 287$ Дж/(кг·К) – газова стала повітря;

$T_{\Pi} = 288$ К – температура навколишнього повітря;

$\Pi_k = \frac{P_k}{P_{\Pi}}$ – ступінь підвищення тиску в компресорі;

P_k , МПа – тиск наддуву компресора;

$P_{\Pi} = 0,102$ МПа – тиск навколишнього повітря.

G_k – витрати повітря через компресор, необхідні для наповнення і продувки циліндрів двигуна, обчислюються за формулою

$$G_k = \frac{g_e N_e L_0 \alpha \varphi_0}{3600},$$

g_e – питомі витрати палива, кг/(кВт·г); N_e – ефективна потужність двигуна, кВт; L_0 – теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива; для палива середнього складу $L_0 = 14,3$ кг/кг; $\alpha = 1,7...2,1$ – коефіцієнт надлишку повітря при згорянні палива у циліндрі; φ_0 – коефіцієнт продувки:

1,15...1,2 – для чотиритактного ДВЗ;
 1,4 ...1,8 – для двотактного ДВЗ.
 η_k – ККД відцентрового компресора, рівний 0,72...0,84.
 Об'ємні витрати повітря через компресор

$$Q_{\pi} = \frac{G_k}{\rho_{\pi}},$$

де $\rho_{\pi} = 1,28 \text{ кг/м}^3$ – щільність повітря.

Потужність газової турбіни

$$N_T = G L_T \eta_e, \quad (2)$$

де G – витрати газу через турбіну, обчислюються за формулою

$$G = G_k + \frac{g_e N_e}{3600}.$$

L_T – наявна робота турбіни, обчислюється за формулою

$$L_T = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R T_0^* \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_0^*} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right],$$

де κ – показник ізоентропи; R – газова стала для газів турбіни;
 P_2 – статичний тиск газу за турбіною, обчислюється за формулою

$$P_2 = P_n + \Delta P,$$

$\Delta P = 0,0015...0,002 \text{ МПа}$ – допустима величина опору за турбіною.

η_e – ефективний, або загальний ККД турбіни, що враховує перетворення наявного теплоперепаду в механічну енергію на валу турбіни і знаходиться в межах 0,72...0,82 (більші значення відносяться до турбін великих розмірів).

Порівнюючи вирази (1) і (2), після перетворення одержимо:

$$\left(\frac{P_2}{P_0^*} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} = 1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{L_k}{R T_0^* \eta_{\text{тк}}} \cdot \frac{G_k}{G}. \quad (3)$$

Вираз (3) дозволяє визначити тиск газу поперед турбіни P_0^*

$$P_0^* = \frac{P_2}{\left(1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{L_\kappa G_\kappa}{R T_0^* \eta_{\text{TK}} G}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}},$$

де $\eta_{\text{TK}} = \eta_\kappa \eta_\epsilon = \eta_\kappa \eta_i \eta_m = 0,53 \dots 0,64$ – ККД турбокомпресора; η_i – внутрішній ККД турбіни; $\eta_m = 0,98 \dots 0,99$ – механічний ККД, що враховує механічні втрати тертя у підшипниках.

Колова швидкість на виході робочого колеса компресора

$$U_{2\kappa} = \sqrt{\frac{2 \overline{H}_\kappa}{H_\kappa}},$$

де $\overline{H}_\kappa = f(D_{2\kappa})$ – адіабатичний коефіцієнт напору компресора; $D_{2\kappa}$ – зовнішній діаметр колеса компресора; $\overline{H}_\kappa = 1,18 \dots 1,35$ – для безлопатного дифузора; $\overline{H}_\kappa = 1,25 \dots 1,45$ – для лопатного дифузора.

Вибір типорозміру турбокомпресора визначається потрібними витратами повітря двигуна, прийнятою кількістю турбонагнітачів і ступенем підвищення тиску у компресорі, тобто рівнем форсування двигуна за P_e .

$$\text{Тип ТК} = f(Q_\pi, P_\kappa).$$

З урахуванням значень витрат повітря Q_π та ступеня підвищення тиску P_κ визначається можливий прототип турбокомпресора на підставі використання так званих полів витрат або областей застосування турбокомпресорів типорозмірних рядів. Такі поля друкують різні виробники сучасних турбокомпресорів. Для зразку в посібнику наводяться області застосування турбокомпресорів типорозмірних рядів типу ТК та ТКР (рис. 9 Д).

На підставі значень P_κ та Q_π знаходиться точка у полі витрат. Типорозмір турбокомпресора визначається згідно з позначенням тієї фігури (косокутного чотирикутника), у межах якої знаходиться точка. За основу типорозмірів турбокомпресорів, як відомо, обирають діаметр колеса компресора. Визначення типорозміру складається з букв та цифр. Букви ТК означають, що турбокомпресор

має осьову турбіну, а букви ТКР – що турбіна радіальна. Цифри визначають величину зовнішнього діаметру колеса компресора ($D_{2к}$) у сантиметрах ($\pm 6\%$). Діаметри коліс турбіни та компресора мають приблизно однаковий розмір. Якщо точка знаходиться у межах двох фігур, то допустиме застосування обох типорозмірів. При виборі одного варіанта з двох можливих враховують особливості двигуна, для якого підбирають турборомпресор, а також можливості реалізації обраного типорозміру з найкращими результатами в умовах можливих обмежень. Так, наприклад, для компактних високооберткових двигунів більш доцільно обрати менший з можливих варіантів. За умови, що розміри турборомпресора не мають вирішального значення при виборі, є сенс взяти той типорозмір, для якого робоча точка (з координатами обчислених Q_p та P_k) лежить якнайдалі від лівої та правої границь зони. Враховуючи, що менший типорозмір має менший ККД, дозволяють габарити та компоновка і не висувуються високі вимоги до приємності, необхідно вибрати більший типорозмір.

Таким чином, визначивши типорозмір турбокомпресора, знаходимо значення зовнішнього діаметру колеса компресора $D_{2к}$, яке має бути оптимальним для обчислених значень витрат та ступеня підвищення тиску.

Частота обертань ротора турбокомпресора

$$n_{TK} = \frac{U_{2к}}{\pi D_{2к}}.$$

3. ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ОСЬОВОГО СТУПЕНЯ ГАЗОВОЇ ТУРБИНИ НА СЕРЕДНЬОМУ ДІАМЕТРІ

Метою теплового розрахунку турбінного ступеня є визначення основних розмірів його проточної частини, внутрішнього η_i та ефективного η_e ККД. Отримані результати розрахунку значення η_e повинні збігатися або бути трохи вище за раніше прийнятий ККД ступеня для того, щоб відхилення ефективної потужності турбіни N_t від потужності компресора N_k не перевищували 2...3 %.

При розрахунках ступеня газової турбіни для заданого робочого тіла визначаються теплофізичні характеристики, як питомої теплоємності c_p , показника ізотерми "к" так і газової сталої R . При цьому зазвичай використовують графічні залежності $c_p = f(T)$ та $m = ((k - 1)/k) = f(T)$ або їх значення, наведені в табл. 5D для продуктів згоряння дизельного палива. Значення величин c_p та m визначається для середньої температури процесу розширення в ступені:

$$T_{\text{ср}} = \frac{T_0^* + T_{2t}}{2},$$

де T_{2t} – кінцева температура теоретичного ізоентропійного процесу, розширення газу в ступені.

Значення T_{2t} задається з умови

$$T_{2t} = T_0^* - (80...120)$$

з послідовним уточненням після визначення величини наявного теплоперепаду на ступінь h_a^* :

$$T_{2t} = \frac{c_p T_0^* - h_a^*}{c_p}.$$

Показник ізотерми визначається за формулою

$$k = \frac{1}{1-m}.$$

Примітка: $k = 1,33...1,34$ – для чотиритактного дизеля;
 $k = 1,35...1,36$ – для двотактного дизеля [1].

Газова стала для газів турбіни

$$R = c_p \frac{k-1}{k} = c_p m.$$

Наявний теплоперепад на ступінь визначається за повними параметрами перед ступенем і статичним тиском за ним:

$$h_a^* = c_p T_0^* \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right].$$

Теоретична швидкість, що відповідає наявному теплоперепаду,

$$C_{ад} = \sqrt{2h_a^*}.$$

Для одержання більш високого, порівняно з активним ступенем ККД і пологою характеристикою $\eta_u = f(U_{ср}/C_{ад})$, для забезпечення достатньої економічності ступеня на змінних режимах міра реактивності повинна бути в межах 0,45...0,50.

Рекомендовані значення кута виходу потоку з сопел лежать в межах $\alpha_1 = 14...18^\circ$.

Швидкісний коефіцієнт сопел ϕ може бути вибраний у першому наближенні рівним 0,94...0,97. Якщо висота соплових лопаток виявляється меншою за 20...25 мм, розрахунок треба повторити, прийнявши більш низькі значення ϕ .

Одним із важливих показників, що визначають ефективність турбінного ступеня, є безрозмірна характеристика ступеня $v = U_{ср}/C_{ад}$, оптимальна величина якого забезпечує мінімум втрат енергії в ступені, і максимальний ККД. Оптимальне значення безрозмірної характеристики відповідно мінімальним втратам з вихідною швидкістю

$$v = \left(\frac{U_{ср}}{C_{ад}} \right)_{opt} = \frac{\phi \cos \alpha_1}{2\sqrt{1-\rho}}.$$

На практиці значення v можуть бути в межах 0,8...1,0.

Швидкість виходу потоку із сопел C_1 і колова на середньому діаметрі $U_{ср}$ може бути обчислена за виразами:

$$C_1 = \phi \sqrt{2h_{ас}^*} = \phi \sqrt{2h_a^*(1-\rho)} = \phi \sqrt{(1-\rho)} C_{ад}; \quad U_{ср} = C_{ад} v.$$

Середній діаметр ступеня на виході з соплової та робочої решіток

$$D_{ср} = \frac{U_{ср}}{\pi n_{тк}}.$$

|| Примітка: повинно виконуватись співвідношення $D_{ср} = (0,85...0,95) D_{2к}$.

Вибір основних параметрів ступеня, що розраховується, повинен здійснюватися з урахуванням забезпечення міцності найбільш напружених елементів, до числа яких належать робочі лопатки.

Величина сумарних напружень у кореновому перерізі робочої лопатки може бути визначена з виразу

$$\sigma = \sigma_p \left(1 + \frac{\sigma_{зг}}{\sigma_p} \right),$$

де σ_p – напруження розтягу; $\sigma_{зг}$ – напруження згину.

Відношення $\sigma_{зг}/\sigma_p$ може бути прийнято в межах 0,1...0,2.

Напруження розтягу в робочій лопатці змінного по довжині перерізу з достатньою точністю може бути оцінено з виразу

$$\sigma_p = 1,4 \rho_m \frac{U_{\pi}^2}{\lambda},$$

де ρ_m – щільність матеріалу лопатки, кг/м³; U_{π} – колова швидкість на периферії лопатки, м/с; $\lambda = D_{ср}/l_p$ – віяловість ступеня.

Для лопатки постійного перерізу

$$\sigma_p \sim 2,0 \rho_m \frac{U_{\pi}^2}{\lambda}.$$

Температура матеріалу робочих лопаток

$$T_p = T_0^* - \frac{U_{ср}^2}{2 c_p} \left(\frac{2 \varphi \sqrt{1-\rho} \cdot \cos \alpha_1}{v} - 1 \right).$$

За температурою і терміном служби робочих лопаток (10000...30000 годин) вибирають матеріал, характеристики тривалої міцності якого можуть забезпечити необхідні значення коефіцієнту запасу міцності

$$n_b = \frac{\sigma_{тр}}{\sigma} \geq [n_b].$$

Для робочих лопаток газових турбін допустимий коефіцієнт запасу міцності $[n_b]$ приймається в межах 1,5...2,0.

Статичні параметри робочого тіла на виході з соплового каналу:

$$\text{тиск } P_1 = P_0^* \left[1 - \frac{(1-\rho) h_a^*}{c_p T_0^*} \right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}};$$

$$\text{температура } T_1 = T_0^* - \frac{C_1^2}{2c_p};$$

$$\text{щільність } \rho_1 = \frac{P_1}{R T_1}.$$

Втрати енергії в соплових каналах

$$q_c = (1-\varphi^2) h_{ac}^* = (1-\varphi^2) (1-\rho) h_a^*.$$

На діаграмі $h-s$ зображено дійсний процес розширення газу в турбінному ступені (рис. 3Д).

Для побудови дійсного процесу розширення в соплах на діаграмі $h-s$ необхідно від точки 0^* відкласти відрізок, величина якого відповідає значенню повного наявного теплоперепадку h_{ac}^* . Точка $1t$ відповідає кінцю ізоентропійного (теоретичного) процесу розширення газу в соплах. Із точки $1t$ відкласти вгору втрати енергії у соплах q_c і знайти точку 1 перетину ентальпії з ізобарою P_1 . Лінія $0-1$ умовно буде зображати політропу розширення у сопловому каналі [5].

Довжина вихідних кромek соплових лопаток

$$l_c = \frac{G}{\pi D_{cp} C_1 \sin \alpha_1 \rho_1}.$$

Незначне збільшення довжини робочої лопатки l_p по відношенню до l_c дозволяє зробити перевірку характерного відношення $\lambda = D_{cp}/l_p$, вважаючи його у першому наближенні рівним D_{cp}/l_c . Виконані конструкції ТНА вітчизняних та зарубіжних заводів мають відношення $D_{cp}/l_p = 4...8$. Найбільш прийнятні з економічної точки зору значення $D_{cp}/l_p = 4...6$. Якщо розрахункове значення суттєво відрізняється від рекомендованого, розрахунок треба повторити, прийнявши нове значення середнього діаметру ступеня.

Тепловий розрахунок турбінного ступеня супроводжується побудовою трикутників швидкостей і ескізу проточної частини (рис. 4Д та 5Д). Трикутники швидкостей будують в достатньо великому масштабі, наприклад 2...3 м/с в 1 мм.

Визначення довжини вихідної кромки робочих лопаток можна здійснити двома способами. Згідно з першим, вона визначається за відомою довжиною соплової лопатки з ескізу проточної частини, виходячи з умови забезпечення плавності її обрисів.

Відповідно до другого способу довжина робочої лопатки знаходиться з рівняння нерозривності для вихідного перерізу ступеня за взятим кутом β_2 виходу потоку з робочих лопаток.

Більш розповсюдженим у розрахунках ступенів газових турбін є перший спосіб. Будову ескізу проточної частини ступеня розпочинають після визначення довжини вихідної кромки соплових лопаток. Кут розкриття проточної частини γ береться рівним 4...18°.

Порядок побудови ескізу проточної частини наступний: 1) спочатку проводиться вертикальний відрізок AC , довжина якого відповідає довжині вихідної кромки соплових лопаток (рис. 4Д,*a*); 2) через кінці цього відрізка проводяться дві лінії KP і MN , кут між якими дорівнює взятому куту розкриття проточної частини; 3) на відстані, рівній осьовому зазору S , величину якого для ступенів турбін беруть 3...10 мм, паралельно відрізку AC проводиться відрізок DE і від нього відкладається осьова ширина робочої лопатки, що знаходиться з графічної залежності $l_p/B_p = f(\lambda)$, або приймається в межах $l_p/B_p = 2,5...4,0$; 4) перпендикулярно лінії, що відповідає зовнішньому обводу проточної частини, відкладається радіальний зазор δ_p , який береться рівним $(0,005...0,010)l_p$. У результаті даних побудов визначається довжина вихідної кромки робочої лопатки l_p .

Оскільки осьова ширина лопаток зазвичай змінна від кореня до периферії, то при меридіальному профілюванні (рис. 4Д,*б*) рекомендовано брати відношення ширини в периферійному перерізі B_Π до ширини у кореневому перерізі B_κ для соплових лопаток $B_\Pi/B_\kappa = 1,05...1,30$, для робочих $B_\Pi/B_\kappa = 0,9...0,7$.

Відносна швидкість входу потоку на робочі лопатки

$$W_1 = \sqrt{C_1^2 + U_{cp}^2 - 2U_{cp}C_1 \cos \alpha_1}.$$

Кут входу потоку на робочі лопатки у відносному русі

$$\beta_1 = \arcsin \frac{C_1 \cdot \sin \alpha_1}{W_1}.$$

Швидкісний коефіцієнт робочих каналів ψ із урахуванням збільшення, порівняно з соплами, кінцевих втрат можна прийняти в межах 0,93...0,95.

Ізоентропійний теплоперепад у робочому каналі

$$h_{ap} = \rho h_a^*.$$

Наявний теплоперепад у робочому каналі

$$h_{ap}^* = h_{ap} + \frac{W_1^2}{2}.$$

Відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів

$$W_2 = \psi \sqrt{2h_{ap}^*}.$$

Втрати енергії у робочому каналі

$$q_p = (1 - \psi^2) h_{ap}^*.$$

Побудова дійсного процесу розширення в робочих каналах на діаграмі $h - s$ аналогічна побудові дійсного процесу розширення в соплах.

Статичні параметри потоку на виході з робочих каналів:

$$\text{температура } T_2 = T_1 - \frac{W_2^2 - W_1^2}{2C_p},$$

$$\text{щільність } \rho_2 = \frac{P_2}{R T_2}.$$

Кут виходу потоку із робочого каналу

$$\beta_2 = \arcsin \frac{G}{\pi D_{cp} W_2 l_p \rho_2}.$$

При визначенні вихідної кромки робочих лопаток за другим способом – із рівняння суцільності для вихідного перерізу ступеня необхідно прийняти кут β_2 для конгруентного ступеня ($\rho = 0,5$) рівним куту α_1 , для ступеня з меншою реактивністю

$$\beta_2 = \alpha_1 + (3...5)^\circ.$$

Тоді висота робочої лопатки

$$l_p = \frac{G}{\pi D_{cp} W_2 \sin \beta_2}.$$

Із вихідного трикутника швидкостей знаходиться абсолютна швидкість C_2 і кут α_2 виходу потоку з робочого каналу

$$\alpha_2 = \arccos \frac{W_2 \cdot \cos \beta_2 - U_{cp}}{C_2}; \quad C_2 = \sqrt{W_2^2 + U_{cp}^2 - 2U_{cp} W_2 \cdot \cos \beta_2}.$$

У випадку значного (більше $5...10^\circ$) відхилення α_2 від 90° необхідно змінити кут розкриття проточної частини або кут виходу газу із соплового каналу

Втрати енергії з вихідною швидкістю

$$q_a = \frac{C_2^2}{2}.$$

Колова робота ступеня

$$h_u = l_u = U_{cp}(C_1 \cos \alpha_1 + C_2 \cos \alpha_2).$$

Коловий ККД ступеня

$$\eta_u = \frac{h_u}{h_a^*}.$$

Втрати від утечі через осьовий зазор

$$\xi_{вт}^s = (0,4...0,65) \frac{S_1}{l_c \cdot \sin \alpha_1} \sqrt{\frac{(\lambda + 1)^2}{(1 - \rho)\lambda^2} - 1} \eta_u,$$

де $S_1 = (0,5...1,0)$ мм осьовий зазор між сопловим апаратом і ущільненням робочих лопаток.

Втрати від утечі через периферійний радіальний зазор облопачення

$$\xi_{\text{вт}}^{\delta} = \frac{0,15 C_{\text{ад}} \cdot \text{ctg } \alpha_1}{W_2 \cdot \sin \beta_2} \frac{\delta_p}{l_p} \sqrt{\frac{\rho_{\text{заз}}}{Z}} \eta_u,$$

де δ_p – величина радіального зазору, Z – число виступів радіального лабіринтового ущільнення (за відсутністю лабіринтів $Z = 1$), $\rho_{\text{заз}}$ – міра реактивності у периферійному перерізі

$$\rho_{\text{заз}} = 1 - (1 - \rho) \left(\frac{\lambda}{\lambda + 1} \right)^2.$$

Втрати від тертя диска з робочим тілом (газом)

$$\xi_{\text{тр}} = (0,58 \dots 0,90) \cdot 10^{-3} \frac{D_{\text{ср}}}{l_c \cdot \sin \alpha_1} \frac{\rho_{\text{ср}}}{\rho_1} \left(\frac{U_{\text{ср}}}{C_{\text{ад}}} \right)^3,$$

де $\rho_{\text{ср}} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}.$

Внутрішній теплоперепад і ККД ступеня постійного тиску

$$\eta_i = \eta_u - \xi_{\text{вт}}^S - \xi_{\text{вт}}^{\delta} - \xi_{\text{тр}}, \quad h_i = h_a^* \eta_i.$$

Внутрішня потужність ступеня

$$N_i = G h_i.$$

Ефективна потужність турбіни

$$N_{\text{т}} = N_i \eta_{\text{м}}.$$

де $\eta_{\text{м}} = 0,95 \dots 0,98$ – механічний ККД ступеня.

4. ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК РАДІАЛЬНО-ОСЬОВОГО ТУРБІННОГО СТУПЕНЯ

Розглянемо порядок розрахунку радіально-осьової центро-стрімкої турбіни [4], коли задані повні параметри газу перед на-правляючим апаратом P_0^* та T_0^* , статичний тиск за робочим ко-лесом P_2 і витрати газу через турбіну G , кг/с.

Розрахунок турбіни починають з визначення наявного тепло-перепаду в ній:

$$h_a^* = C_p T_0^* \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_0^*} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right].$$

За наявним теплоперепадом визначають теоретичну швидкість за сопловими каналами:

$$C_{ад} = \sqrt{2 \cdot h_a^*}.$$

Потім вибирають міру реактивності для радіально-осьового ступеня на середньому діаметрі вихідного перерізу робочого ко-леса в залежності від призначення турбіни, перепаду тепла та тер-міну служби. Оптимальне значення міри реактивності для раді-ально осьового ступеня знаходиться в межах $\rho = 0,48...0,52$. За вибраним значенням міри реактивності визначають оптимальне значення міри радіальності $\chi_{опт}$ та $(U_1/C_{ад})_{опт}$:

$$\chi_{опт} = \sqrt{(0,85...0,91) - \rho^{0,5}}; \quad \left(\frac{U_1}{C_{ад}} \right)_{опт} = \frac{1}{K_p} \sqrt{\frac{\rho}{(0,09...0,15) + \rho^{0,5}}},$$

де $K_p = 1,07...1,2$.

За одержаним значенням відношення $(U_1/C_{ад})_{опт}$ визначають колову швидкість робочого колеса на зовнішньому діаметрі D_1 :

$$U_1 = \left(\frac{U_1}{C_{ад}} \right)_{опт} C_{ад}.$$

Допустимість одержаної величини U_1 перевіряють розрахун-ком на міцність. Орієнтовно величину U_1 можна перевірити, ви-

значивши напруження в диску робочого колеса за наближеною формулою для $l_1/D_1 = 0,05...0,10$:

$$\sigma = 0,028 U_1^{1,5} \text{ Н/мм}^2.$$

Якщо колова швидкість виявляється надто великою, то необхідно зменшити міру реактивності та знову вибрати $\chi_{\text{опт}}$ та $(U_1/C_{\text{ад}})_{\text{опт}}$. Зниження міри реактивності призводить до росту значення оптимальної міри радіальності. При мірах радіальності $\chi > 0,6$ необхідно переходити до радіального ступеня, особливо якщо $l_1/D_1 = 0,06$.

Центрострімкі турбіни турбоповітрядувок, як правило, роблять радіально-осьовими з високою мірою реактивності та малою мірою радіальності.

Далі переходять до визначення наявного теплоперепаду в лопатному або безлопатному направляючому апараті

$$h_{ac}^* = (1 - \rho) h_a^*.$$

Для турбін, що працюють при високих температурах газу і не потребують регулювання прохідного перерізу або кута виходу потоку, доцільно вибрати безлопатний апарат, необхідний кут виходу потоку з якого забезпечується відповідним профілюванням підвідного патрубка.

При виборі лопатного направляючого апарату коефіцієнт швидкості $\phi = 0,95...0,98$ та ефективний кут виходу потоку $\alpha_1 = 12...25^\circ$ визначають у залежності від відносного шагу \bar{t}_c , відносної висоти \bar{l}_c , кута установки профіля $\alpha_{\text{уст}}$ та кута входу потоку на направляючі лопатки α_0 за даними продувок кругових решіток або розрахунком за формулами. Відносний шаг та відносну висоту приймають в межах

$$\bar{t}_c = \frac{t_c}{e_c} = 0,5...0,75 \quad \text{та} \quad \bar{l}_c = \frac{l_c}{e_c} = 0,25...0,55,$$

де e_c – хорда лопатного направляючого апарату.

Кут α_0 визначають відповідним розрахунком і профілюванням необхідного патрубка. Слід мати на увазі, що при використанні криволінійних профілів, що мають кут α_0 близький до 90° , діаметри необхідних спіральних патрубків виходять черезмірно великими: $D_{\pi} \approx (5...6) D_1$, тому в центрострімких турбінах зі спіра-

льними патрубками доцільно використовувати прямі симетричні профілі, що мають низькі значення коефіцієнтів втрат.

Швидкість газу на виході з направляючого апарату

$$C_1 = \varphi \sqrt{2h_{ac}^*},$$

У першому розрахунку параметри перед робочим колесом і швидкість потоку приймають рівними параметрам та швидкості потоку на виході з направляючого апарату. У повторному розрахунку параметри потоку перед робочим колесом визначають з урахуванням змін параметрів у радіальному зазорі (у випадку ЛНА).

Параметри газу на вході в робоче колесо визначають за формулами

$$P_1 = P_0^* \left(1 - \frac{h_{ac}^*}{C_p T_0^*} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}, \quad T_1 = T_0^* - \frac{C_1^2}{2C_p},$$

і перевіряють, чи не досягла швидкість потоку на виході з направляючого апарату звукової швидкості:

$$M_1 = \frac{C_1}{\sqrt{\kappa R T_1}}.$$

Якщо $M_1 > 1$, то необхідно при виборі φ та α_1 враховувати вплив M .

Питомий об'єм газу перед робочим колесом

$$v_1 = \frac{R T_1}{P_1}.$$

Площа проточної частини робочого колеса на вході

$$F_1 = \frac{G v_1}{C_1 \cdot \sin \alpha_1}.$$

Кут входу потоку на робоче колесо в абсолютному русі приймають рівним куту виходу потоку з направляючих лопаток і при повторному розрахунку уточнюють.

Зовнішній діаметр робочого колеса і висота робочих лопаток на вході в колесо

$$D_1 = \sqrt{\frac{F_1}{\pi (l_1/D_1)}}; \quad l_1 = (l_1/D_1) D_1.$$

Відношення висоти робочих лопаток на вході до зовнішнього діаметру робочого колеса приймають у межах $l_1/D_1 = 0,05...0,12$. Більші значення l_1/D_1 відносять до ступенів з $\rho \geq 0,48$.

Число обертань турбіни

$$n_{\text{тк}} = \frac{U_1}{\pi D_1}.$$

Прийнявши значення відносного перекришу в межах: $\Delta l/D_1 = 0,0030...0,0075$, можна визначити висоту направляючого апарату

$$l_c = D_1 (l_1/D_1 - \Delta l/D_1).$$

Якщо $l_c < 4...5$ мм, то доцільно вводити парціальне підведення газу.

Після визначення висоти направляючого апарату знаходять число направляючих лопаток

$$Z_c = \frac{180}{\arcsin \left[\frac{1}{1 + 2\delta_p/D_1} \frac{t_c}{e_c} \frac{e_c}{t_c} \cdot (l_1/D_1 - \Delta l/D_1) \right]}.$$

Величину відносного радіального зазору приймають у межах

$$\delta_p/D_1 = 0,02...0,06, \quad \text{причому} \quad \Delta l/\delta_p \approx l_1/R_1.$$

Кут входу потоку на робоче колесо у відносному русі

$$\beta_1 = \arctg \frac{\sin \alpha_1}{\cos \alpha_1 - \frac{U_1}{C_1}}.$$

Межі оптимальних значень кута $\beta_1 = 80...110^\circ$. Конструктивний кут $\beta_{\text{геом}}$ у реактивних центрострімких турбінах повинен бути

рівним 90° . В активних турбінах, якщо дозволяють умови міцності та технології, лопатки колеса можуть бути виконані загнутими назад ($\beta_{\text{геом}} = 50...70^\circ$). Відносна швидкість на вході в робоче колесо

$$W_1 = C_1 \cdot \frac{\sin \alpha_1}{\sin \beta_1}.$$

Параметри загальмованого потоку на вході в робоче колесо

$$T_{1W}^* = T_1 + \frac{W_1^2}{2 C_p}; \quad P_{1W}^* = P_1 \left(\frac{T_{1W}}{T_1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}.$$

Наявний теплоперепад у робочому колесі

$$h_{ap}^* = C_p T_{1W}^* \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_{1W}^*} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right].$$

Число лопаток робочого колеса Z_p вибирають, враховуючи умови забезпечення безвідривної течії у робочому колесі та мінімальних втрат на тертя:

$$Z_p = \frac{2\pi \cdot \sin(\beta_1 - \alpha_1)}{\sin \beta_1 \cdot \sin \alpha_1}.$$

Число робочих лопаток для зручності балансування бажано приймати парними. Крім того, Z_p не повинно бути кратним Z_c .

Відносну товщину робочих лопаток та диска на вході приймають в межах

$$\Delta S_{cp} / D_1 = 0,010...0,020; \quad B_{D1} / D_1 = 0,007...0,018.$$

Коефіцієнт втрат ξ_p (коефіцієнт швидкості $\psi = \sqrt{1 - \xi_p}$) у робочому колесі приймають за даними випробувань модельних ступенів або визначають розрахунком. Враховуючи слабкий вплив коефіцієнта швидкості на ККД центрострімкої турбіни, у першому розрахунку можна прийняти $\psi = 0,85...0,75$.

Для радіально-осьової турбіни середній діаметр вихідного перерізу та колова швидкість на цьому діаметрі

$$D_{2cp} = \chi D_1; \quad U_{2cp} = \chi U_1.$$

Для радіальної турбіни ці величини будуть постійними по вихідному перерізу.

Швидкість виходу потоку з робочого колеса на середньому діаметрі у відносному русі

$$W_{2cp} = \psi \sqrt{2h_{ap}^* - U_1^2 + U_{2cp}^2}.$$

Швидкість W_{2cp} повинна бути більше або рівною W_1 . Якщо необхідно збільшити швидкість W_{2cp} , то потрібно збільшити χ або ρ , або зменшити $U_1/C_{ад}$.

Параметри газу на виході з робочого колеса, враховуючи, що температура газу у відносному русі в робочому колесі зменшується на величину $(U_1^2 - U_2^2)/2C_p$, будуть рівними

$$T_2 = T_{1w}^* - \psi^2 \frac{h_{ap}^*}{C_p} - (1 - \psi^2) \frac{U_1^2 - U_{2cp}^2}{2C_p}; \quad v_2 = \frac{R T_2}{P_2}.$$

Площа потоку на виході з робочих лопаток визначається з рівняння нерозривності (суцільності):

$$F_2 = \frac{G v_2}{W_{2cp}}.$$

Висота лопатки на виході з робочого колеса

$$l_2 = \frac{F_2}{\pi D_{2cp} \cdot \sin \beta_2},$$

де β_2 – кут виходу потоку з робочого колеса на середньому діаметрі у відносному русі, приймається $\beta_2 = 25...45^\circ$. В окремих випадках кут β_2 може бути рівним 90° .

Значення D_{2cp}/l_2 приймають рівним 1,6...3,2, бажано мати $D_{2cp}/l_2 > 2...2,5$.

Висота лопатки l_2 визначає діаметр ступиці робочого колеса: $D_{2\text{ст}} = D_{2\text{ср}} - l_2$, причому відношення між діаметром ступиці та зовнішнім діаметром робочого колеса має бути

$$\frac{D_{2\text{ст}}}{D_1} > 0,12 \dots 0,25.$$

Для збільшення $D_{2\text{ст}}/D_1$ необхідно зменшити l_1/D_1 або збільшити χ .

Кут виходу потоку з робочого колеса в абсолютному русі на середньому діаметрі

$$\alpha_2 = \arctg \frac{\sin \beta_2}{\cos \beta_2 - \frac{U_{2\text{ср}}}{W_{2\text{ср}}}}.$$

Кут α_2 не повинен виходити за межі $80 \dots 110^\circ$ (оптимальне значення $85 \dots 90^\circ$).

Для збільшення α_2 слід збільшити $U_1 / C_{\text{ад}}$ та β_2 або зменшити ρ та χ .

Швидкість виходу потоку з робочого колеса в абсолютному русі на середньому діаметрі

$$C_2 = W_{2\text{ср}} \frac{\sin \beta_2}{\sin \alpha_2}.$$

Коловий ККД колеса без використання вихідної швидкості

$$\eta_u = \frac{U_1 C_1 \cos \alpha_1 + U_2 C_2 \cos \alpha_2}{h_a^*}.$$

Перевірка

$$\eta'_u = \frac{(T_0^* - T_2) C_p - C_2^2 / 2}{h_a^*}.$$

Для визначення внутрішнього ККД необхідно розрахувати втрати на тертя диска та витоки через осьові зазори.

Втрати на тертя диска віднесені до h_a^*

$$\xi_{\text{тр}} = \frac{1000 N_{\text{тр}}}{G h_a^*},$$

де $N_{\text{тр}}$ – потужність витрат на тертя задньої сторони робочого колеса, кВт, визначається за формулою [4].

$$N_{\text{тр}} = 0,368(C'_m a_3 a_{\Delta 1} + \Delta C'_m) D_1^2 \rho_1 \left(\frac{U_1}{1000} \right)^3$$

де C'_m – умовний коефіцієнт опору диска, який залежить від числа Рейнольдса та відносної шорсткості, значення C'_m для наддувних агрегатів, знаходиться в межах 1,5...3,0;

a_3 – коефіцієнт, який враховує вплив відносних осьового та відкритого радіального зазорів $\bar{\delta}_{\text{ос.з}} = \frac{\delta_{\text{ос.з}}}{D_1}$ та $\bar{\delta}_{\text{р.в}} = \frac{\delta_{\text{р.в}}}{D_1}$; при конс-

структивно прийнятих значеннях $\bar{\delta}_{\text{ос.з}}$ та $\bar{\delta}_{\text{р.в}}$ $a_3 = 1,1...1,2$;

$a_{\Delta 1}$ – коефіцієнт, який враховує вплив товщини диска на діаметрі D_1 , при відносній товщині диска $\bar{\Delta 1} = \frac{\Delta 1}{D_1} = 0,02...0,04$ вели-

чина $a_{\Delta 1} = 1,1...1,2$, причому меншим значенням $\bar{\Delta 1}$ відповідають менші $a_{\Delta 1}$;

$\Delta C'_m$ – коефіцієнт, який враховує збільшення опору обертання при охолодженні диска обдувом, для наддувних турбін зазвичай $\Delta C'_m = 0$;

ρ_1 – щільність газу перед робочим колесом, кг/м³

Коефіцієнт, який враховує втрати від витоків крізь передній осьовий зазор, знаходять за формулою

$$\bar{\eta}_{\text{ос.п}} = 1 - 1,3 \frac{\delta_{\text{ос.п}}}{l_{\text{ср}}},$$

де $\frac{\delta_{\text{ос.п}}}{l_{\text{ср}}}$ – відносний осьовий зазор, який приймається в межах 0,015...0,03;

$$l_{\text{ср}} = \frac{l_1 + l_2}{2}.$$

Внутрішній ККД радіально-осьового ступеня

$$\eta_i = (\eta_u - \xi_{\text{тр}}) \bar{\eta}_{\text{ос.п.}}$$

Потужність турбіни

$$N_{\text{т}} = G h_a^* \eta_i \eta_{\text{м}},$$

де $\eta_{\text{м}} = 0,95 \dots 0,98$ приймається в залежності від типу підшипникового вузла.

При розрахунках імпульсної турбіни потрібно враховувати вплив додаткових втрат, що виникають при імпульсному потоці, та рівних $\xi_{\text{імп}} = 0,03 \dots 0,06$.

ККД у цьому випадку

$$\eta_i^{\text{імп}} = \eta_i - \xi_{\text{імп}}.$$

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. *Круглов М.Г.* Агрегаты воздухообеспечения комбинированных двигателей внутреннего сгорания. – М., Машиностроение, 1973. – 296 с.
 2. Марочник сталей и сплавов / Под общ. ред. *В.Г. Сорокина*. – М.: Машиностроение, 1989. – 640 с.
 3. *Масленков С.Б.* Стали и сплавы для высоких температур. – М.: Машиностроение, 1991. – 546 с.
 4. *Розенберг Г.Ш., Ткачев Н.М., Кострыкин В.Ф.* Центробежные турбины судовых установок. Л., Судостроение, 1973. – 216 с.
 5. *Романовський Г.Ф., Іпатенко О.Я., Патлайчук В.М.* Теорія та розрахунок парових і газових турбін: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – 292 с
 6. *Романовский Г.Ф.* Выбор параметров и расчет турбинной ступени газонаддувного агрегата: Методическое руководство. – Николаев: НКИ, 1972 – 34 с.
 7. Судовые двигатели внутреннего сгорания / *Фомин Ю.Я.* и др. – Л.: Судостроение, 1989. – 344 с.
-

ДОДАТКИ

Таблиця 1Д. Визначення параметрів газу перед турбіною. Вибір типорозміру турбокомпресора

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
1. Робоче тіло	Вихідні дані	Продукти згоряння дизельного палива
2. Тип дизеля	Вихідні дані	12ЧН 12/12
3. Ефективна потужність двигуна, N_e , кВт	Вихідні дані	264,8
4. Питомі витрати палива, g_e , кг/(кВт·г)	Вихідні дані	0,238
5. Температура загальмованого потоку газу перед турбіною, T_0^* , К	Вихідні дані	800
6. Ступінь підвищення тиску у компресорі, P_k	Вихідні дані	1,9
7. Тиск навколишнього повітря, P_n , МПа	Вихідні дані	0,102
8. Показник адіабати для повітря, κ_n	Вихідні дані	1,4
9. Газова стала повітря, R_n , Дж/(кг·К)	Вихідні дані	287
10. Температура навколишнього повітря, T_n , К	Вихідні дані	288
11. Адіабатична робота стискування повітря в компресорі, L_k , Дж/кг	$\frac{\kappa_n}{\kappa_n - 1} R_n T_n (P_k^{\frac{\kappa_n - 1}{\kappa_n}} - 1)$	$58 \cdot 10^3$
12. Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1кг палива, L_0 , кг/кг	Для палива середнього складу береться 14,3 кг/кг	14,3
13. Коефіцієнт надлишку повітря при згорянні палива у циліндрі, α	Приймається 1,7...2,1	2
14. Коефіцієнт продувки, φ_0	Береться для чотиритактного ДВЗ – 1,15...1,2; для двотактного ДВЗ – 1,4...1,8	1,2
15. ККД відцентрового компресора, η_k	Приймається 0,72...0,84	0,8
16. Витрати повітря через компресор, G_k , кг/с	$\frac{g_e N_e L_0 \alpha \varphi_0}{3600}$	0,601

Продовж. табл. 1Д

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
17. Потужність компресора, N_k , Вт	$\frac{L_k G_k}{\eta_k}$	$43,6 \cdot 10^3$
18. Щільність повітря, ρ_p , кг/м ³	Приймається 1,28	1,28
19. Об'ємні витрати повітря через компресор, Q_p , м ³ /с	G_k / ρ_p	0,470
20. Типорозмір компресора	Рис. 9Д	ТК18 (ТКР18)
21. Діаметр колеса компресора, D_{2k} , см	Рис. 9Д	18
22. Витрати газу через турбіну, G , кг/с	$G_k + \frac{g_e N_e}{3600}$	0,618
23. Температура робочого тіла за ступенем, T_{2t} , К	Береться з подальшим уточненням $T_0^* - (80 \dots 120)$	700
24. Середня температура процесу в ступені, T_{cp} , К	$0,5(T_0^* + T_{2t})$	750
25. Теплоємність робочого тіла, C_p , Дж/(кг·К)	Таблиця 5Д	1245,5
26. Комплекс, $m = \frac{\kappa - 1}{\kappa}$	Таблиця 5Д	0,2322
27. Показник ізоентропи, κ	$\frac{1}{1 - m}$ Примітка: $\kappa = 1,33 \dots 1,34$ – для чотиритактного ДВЗ; $\kappa = 1,35 \dots 1,36$ – для двотактного ДВЗ	1,33
28. Газова стала R , Дж/(кг·К)	$C_p \cdot m$	288
29. Допустима величина опору за турбіною, ΔP , МПа	Приймається 0,0015...0,0020	0,002
30. Статичний тиск газу за турбіною, P_2 , МПа	$P_n + \Delta P$	0,104
31. ККД. турбокомпресора, η_{TK}	Приймається 0,53...0,64	0,62
32. Тиск газу перед турбіною, P_0^* , МПа	$\frac{P_2}{\left(1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{L_k G_k}{R T_0^* \eta_{TK} G}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}}$	0,158

Продовж. табл. 1Д

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
33. Наявна робота турбіни, L_t , Дж/кг	$C_p T_0^* \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_0^*} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]$	$93 \cdot 10^3$
34. Ефективний ККД, η_e	Приймається 0,72...0,82	0,8
35. Потужність газової турбіни, N_t , Вт	$G L_t \eta_e$	$46 \cdot 10^3$
36. Коефіцієнт напору компресора, \overline{H}_κ	Таблиця 4Д	1,32
37. Колова швидкість на виході робочого колеса компресора, $U_{2\kappa}$, м/с	$\sqrt{2 L_\kappa / \overline{H}_\kappa}$	297
38. Частота обертань ротора турбокомпресора, $n_{\text{тк}}$, с^{-1}	$\frac{U_{2\kappa}}{\pi \cdot D_{2\kappa} \cdot 10^{-2}}$	519

Таблиця 2Д. Термогазодинамічний розрахунок осьового ступеня газової турбіни на середньому діаметрі

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
1. Наявний теплоперепад ступеня, h_a^* , Дж/кг	$C_p T_0^* \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_0^*} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]$	$94,3 \cdot 10^3$
2. Теоретична швидкість за сопловими каналами, відповідна наявному теплоперепаді ступеня, $C_{ад}$, м/с	$\sqrt{2 h_a^*}$	434
3. Віяловість ступеня, $\lambda = \frac{D_{\text{ср}}}{l_{\text{ср}}}$	Приймається 4...8 та уточнюється після обчислення довжини робочої лопатки	6
4. Міра реактивності ступеня в кореневому перерізі, ρ_κ	Приймається 0,03...0,05	0,05
5. Міра реактивності ступеня на середньому діаметрі, ρ	$\rho_\kappa + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$	0,36
6. Кут виходу потоку із соплової решітки, „град.	Приймається 14...18	15

Продовж. табл. 2Д

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
7. Швидкісний коефіцієнт соплової решітки, φ	Приймається 0,94...0,97	0,96
8. Наявний теплоперепад в соплових каналах, h_{ac}^* , Дж/кг	$h_a^* (1 - \rho)$	$60,8 \cdot 10^3$
9. Швидкість виходу потоку із соплової решітки, C_1 , м/с	$\varphi \sqrt{2h_{ac}^*}$	335
10. Характеристика ступеня, $\nu = \left(\frac{U_{cp}}{C_{ад}} \right)_{opt}$	$\frac{\varphi \cdot \cos \alpha_1}{2\sqrt{1-\rho}}$	0,58
11. Колова швидкість на середньому діаметрі, U_{cp} , м/с	$C_{ад} \nu$	252
12. Середній діаметр ступеня, D_{cp} , м	$\frac{U_{cp}}{\pi n_{тк}}$ <i>Примітка: $D_{cp} = (0,85...0,95)D_{2к}$</i>	0,155
13. Розрахункова температура робочих лопаток, T_p , К	$T_0^* - \frac{U_{cp}^2}{2 C_p} \times \left(\frac{2\varphi \sqrt{1-\rho} \cdot \cos \alpha_1}{\nu} - 1 \right)$	762
14. Марка матеріалу робочих лопаток	Приймається з [2, 3]	ЭИ929
15. Щільність матеріалу лопаток, ρ_m , кг/м ³	Визначається в залежності від обраної марки матеріалу	8500
16. Границя тривалої міцності матеріалу, $\sigma_{тр}$, Па	Визначається в залежності від обраної марки матеріалу та розрахункової температури лопаток	$392 \cdot 10^6$
17. Напруження розтягу в кореновому перерізі робочих лопаток, σ_p , Па	$(1,4...2,0) \rho_m \frac{U_{cp}^2}{\lambda}$	$146 \cdot 10^6$
18. Сумарні максимальні напруження в робочій лопатці, σ , Па	$\sigma_p \left(1 + \frac{\sigma_{зг}}{\sigma_p} \right)$, де $\sigma_{зг}/\sigma_p \approx 0,1...0,2$	$168 \cdot 10^6$
19. Запас міцності профільної частини робочих лопаток, n_b	$\sigma_{тр}/\sigma$	2,34

Продовж. табл. 2Д

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
20. Перевірка умови, n_b	$\geq 1,5...2,0$	
21. Втрати енергії в соплових каналах, q_c , Дж/кг	$(1 - \varphi^2) h_{ac}^*$	$4,8 \cdot 10^3$
22. Статичні параметри робочого тіла за сопловою решіткою:		
тиск, P_1 , МПа	$P_0^* \left[1 - \frac{h_{ac}^*}{C_p T_0^*} \right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$	0,121
температура, T_1 , К	$T_0^* - \frac{C_1^2}{2C_p}$	755
щільність, ρ_1 , кг/м ³	$\frac{P_1 10^6}{R T_1}$	0,555
23. Швидкість звуку на виході з соплової решітки, a_1 , м/с	$\sqrt{\kappa R T_1}$	533
24. Число Маха на виході з соплових каналів, M_1	C_1/a_1	0,63
25. Довжина вихідної кромки соплових лопаток, l_c , м	$\frac{G}{\pi D_{cp} C_1 \sin \alpha_1 \rho_1}$	$20,6 \cdot 10^{-3}$
26. Кут розкриття проточної частини, $\gamma = \gamma_\Pi + \gamma_\kappa$ град	Приймається 4...18 $\gamma_\Pi = \gamma_\kappa = 2...9$	4
27. Осьовий зазор у ступені, S , м	Приймається 0.003...0,010	0,005
28. Ширина соплових лопаток, B_c , м	Рис. 1Д	$9,6 \cdot 10^{-3}$
29. Відношення довжини до ширини робочих лопаток, l_p/B_p	Рис. 1Д або береться 2,5...4,0	2,9
30. Ширина робочих лопаток, B_p , м	З ескізу проточної частини (див. рис. 4Д)	$7,4 \cdot 10^{-3}$
31. Радіальний зазор, δ_p , м	Приймається (0,005...0,010) l_p	$0,1 \cdot 10^{-3}$
32. Довжина вихідної кромки робочих лопаток, l_p , м	З ескізу проточної частини (див. рис. 4Д)	$21,5 \cdot 10^{-3}$
33. Віяловість ступеня, λ	D_{cp}/l_p	7
34. Кут установки соплових лопаток, α_y , град	$\alpha_y = f(\alpha_0 - \alpha_1)$ (рис. 2Д)	40°
35. Хорда профілю соплової лопатки, e_c , м	$B_c/\sin \alpha_y$	$14,3 \cdot 10^{-3}$

Продовж. табл. 2Д

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
36. Відносний крок соплової решітки, $\bar{t}_c = t_c / \theta_c$	Приймається 0,75...0,90	0,8
37. Відносна швидкість входу потоку на робочі лопатки, W_1 , м/с	$\sqrt{C_1^2 + U_{cp}^2 - 2U_{cp} C_1 \cos \alpha_1}$	134
38. Кут входу потоку на робочі лопатки у відносному русі, β_1 , град	$\arcsin \frac{C_1 \sin \alpha_1}{W_1}$	58
39. Швидкісний коефіцієнт робочої решітки, ψ	Приймається 0,93...0,95	0,95
40. Ізоентропійний теплоперепад у робочій решітці, h_{ap} , Дж/кг	ρh_a^*	$33,5 \cdot 10^3$
41. Наявний теплоперепад у робочій решітці, h_{ap}^* , Дж/кг	$h_{ap} + \frac{W_1^2}{2}$	$42,6 \cdot 10^3$
42. Відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів, W_2 , м/с	$\psi \sqrt{2 h_{ap}^*}$	279
43. Втрати енергії у робочому каналі, q_p , Дж/кг	$(1 - \psi^2) h_{ap}^*$	$3,8 \cdot 10^3$
44. Статичні параметри потоку на виході з робочих каналів: температура, T_2 , К щільність, ρ_2 , кг/м ³	$T_1 - \frac{W_2^2 - W_1^2}{2C_p}$ $\frac{P_2 10^6}{R T_2}$	707 0,506
45. Швидкість звуку на виході з робочих каналів, a_2 , м/с	$\sqrt{\kappa R T_2}$	516
46. Число Маха на виході з робочої решітки, M_{w2}	W_2 / a_2	0,54
47. Кут виходу потоку з робочої решітки, β_2 , град	$\arcsin \frac{G}{\pi D_{cp} W_2 l_p \rho_2}$	26
48. Кут установки профілів робочої решітки, β_y , град	$\beta_y = f(\beta_1 - \beta_2)$ (рис. 2Д)	57
49. Хорда профілю робочих лопаток, θ_p , м	$B_p / \sin \beta_y$	$9,8 \cdot 10^{-3}$
50. Відносний крок робочої решітки, $\bar{t}_p = t_p / \theta_p$	0,4 ρ + 0,6	0,74

Продовж. табл. 2Д

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
51. Абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки, C_2 , м/с	$\sqrt{W_2^2 + U_{cp}^2 - 2U_{cp} W_2 \cos \beta_2}$	121
52. Втрати енергії з вихідною швидкістю, q_a , Дж/кг	$C_2^2 / 2$	$7,3 \cdot 10^3$
53. Кут виходу потоку зі ступеня, α_2 , град	$\arccos \frac{W_2 \cos \beta_2 - U_{cp}}{C_2}$ у випадку значного (більше $5 \dots 10^\circ$) відхилення від 90° змінити кут γ або α_1	87
54. Колові складові абсолютних швидкостей: за сопловою решіткою, C_{1u} , м/с за робочою решіткою, C_{2u} , м/с	$C_1 \cdot \cos \alpha_1$ $C_2 \cdot \cos \alpha_2$	315 7
55. Колова робота ступеня, l_u , Дж/кг	$U_{cp}(C_{1u} + C_{2u})$	$78,5 \cdot 10^3$
56. Коловий ККД ступеня, η_u	l_u / h_a^*	0,83
57. Осьовий зазор між сопловим апаратом і ущільненням робочих лопаток, S_1 , мм	Приймається 0,5...1,0	1,0
58. Втрати від утечі через осьовий зазор, $\xi_{вт}^S$	$(0,4 \dots 0,65) \frac{S_1}{l_c \cdot \sin \alpha_1} \times$ $\times \sqrt{\frac{(\lambda + 1)^2}{(1 - \rho) \cdot \lambda^2} - 1} \cdot \eta_u$	0,0015
59. Число виступів радіального лабіринтового ущільнення, Z	За відсутністю лабіринтів $Z = 1$	1
60. Міра реактивності у периферійному перерізі, $\rho_{зав}$	$1 - (1 - \rho) \left(\frac{\lambda}{\lambda + 1} \right)^2$	0,5
61. Втрати від утечі через периферійний радіальний зазор облопачення, $\xi_{вт}^\delta$	$\frac{0,15 C_{ад} \operatorname{ctg} \alpha_1}{W_2 \sin \beta_2} \times$ $\times \frac{\delta_p}{l_p} \sqrt{\frac{\rho_{зав}}{Z}} \eta_u$	0,011
62. Середня щільність потоку в робочих каналах, ρ_{cp} , кг/м ³	0,5 ($\rho_1 + \rho_2$)	0,532
63. Коефіцієнт конструктивного оформлення ступеня, K_t	Приймається $(0,55 \dots 0,90) \cdot 10^{-3}$	$0,9 \cdot 10^{-3}$

Продовж. табл. 2Д

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
64. Втрати від тертя диска об робоче тіло, $\xi_{тр}$	$K_{\tau} \frac{D_{cp}}{l_c \sin \alpha_1} \times \frac{\rho_{cp}}{\rho_l} \left(\frac{U_{cp}}{C_{ад}} \right)^3$	0,004
65. Внутрішній ККД ступеня, η_i	$\eta_u - \xi_{вт}^S - \xi_{вт}^{\delta} - \xi_{тр}$	0,82
66. Внутрішній теплоперепад ступеня, h_i , Дж/кг	$h_a^* \eta_i$	$77,6 \cdot 10^3$
67. Внутрішня потужність ступеня, N_i , Вт	$G h_i$	$48 \cdot 10^3$
68. Механічний ККД ступеня, η_m	Приймається 0,95...0,98	0,97
69. Потужність турбіни, N_t , кВт	$N_i \cdot \eta_m \cdot 10^{-3}$	46,6

Таблиця 3Д. Термогазодинамічний розрахунок радіально-осьового турбінного ступеня

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
1. Наявний теплоперепад ступеня, h_a^* , Дж/кг	$C_p \cdot T_0^* \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_0^*} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]$	$94,3 \cdot 10^3$
2. Теоретична швидкість за сопловими каналами, $C_{ад}$, м/с	$\sqrt{2h_a^*}$	434
3. Міра реактивності, ρ	Приймається 0,48...0,52	0,50
4. Оптимальна характеристика ступеня, $\left(\frac{U_1}{C_{ад}} \right)_{опт}$	$\frac{1}{K_p} \sqrt{\frac{\rho}{(0,09...0,15) + \rho^{0,5}}}$, де $K_p = 1,07...1,2$; Примітка: $\left(\frac{U_1}{C_{ад}} \right)_{опт} = 0,65...0,75$	0,69
5. Колова швидкість робочого колеса на зовнішньому діаметрі, U_1 , м/с	$\left(\frac{U_1}{C_{ад}} \right)_{опт} C_{ад}$	300

Продовж. табл. 3Д

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
6. Оптимальне значення міри радіально-сті, χ	$\sqrt{(0,85 \dots 0,91) - \rho^{0,5}}$ Примітка: $\chi = 0,35 \dots 0,55$	0,45
7. Наявний теплоперепад в соплових ка-налах, h_{ac}^* , Дж/кг	$h_a^* (1 - \rho)$	$47,15 \cdot 10^3$
8. Швидкісний коефіцієнт соплової ре-шітки, φ	Приймається 0,95...0,98	0,97
9. Швидкість виходу потоку із соплової решітки, C_1 , м/с	$\varphi \sqrt{2h_{ac}^*}$	298
10. Статичні параметри робочого тіла за сопловою решіткою:		
тиск, P_1 , МПа	$P_0^* \left[1 - \frac{h_{ac}^*}{C_p T_0^*} \right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$	0,130
температура, T_1 , К	$T_0^* - \frac{C_1^2}{2C_p}$	764
щільність, ρ_1 , кг/м ³	$\frac{P_1 \cdot 10^6}{R T_1}$	0,583
питомий об'єм газу, ϑ_1 , м ³ /кг	$1/\rho_1$	1,716
11. Швидкість звуку на виході з соплової решітки, a_1 , м/с	$\sqrt{\kappa R T_1}$	545
12. Число Маха на виході з соплових каналів, M_1	C_1/a_1	0,547
13. Кут виходу потоку з соплової решітки, α_1 , град	Приймається 12...25	16
14. Площа робочого колеса на вході, F_1 , м ²	$\frac{G \vartheta_1}{C_1 \sin \alpha_1}$	0,0129
15. Відношення, l_1/D_1	Приймається 0,05...0,12	0,12
16. Діаметр робочого колеса, D_1 , м	$\sqrt{\frac{F_1}{\pi (l_1/D_1)}}$; Примітка: $D_1 = (1,0 \dots 1,1) D_{2\kappa}$	0,185
17. Висота робочих лопаток на вході в ко-лесо, l_1 , м	$(l_1/D_1)D_1$	0,022

Продовж. табл. 3Д

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
18. Число обертань, $n_{\text{тк}}, \text{с}^{-1}$	$U_1 / (\pi \cdot D_1)$. <i>Примітка:</i> $n_{\text{тк}}$ у табл. 1Д повинен відрізнятись на $\pm 0,5 \%$	516
19. Відносний перекрив, $\Delta l / D_1$	Приймається 0,003...0,0075	0,005
20. Висота соплових лопаток, $l_c, \text{м}$	$D_1 \left(\frac{l_1}{D_1} - \frac{\Delta l}{D_1} \right)$	0,021
21. Відносний радіальний зазор, $\bar{\delta}_p = \delta_p / D_1$	Приймається 0,02...0,06	0,04
22. Відносний крок для решітки клинових профілів, $\bar{l}_c = t_c / e_c$	Приймається 0,50...0,75	0,60
23. Відносна висота для решітки клинових профілів, $\bar{l}_c = l_c / e_c$	Приймається 0,25...0,55	0,40
24. Число соплових лопаток, Z_c	$180 / \arcsin \left[\frac{1}{1 + 2\bar{\delta}_p} \times \right. \\ \left. \times \frac{\bar{l}_c}{l_c} \left(\frac{l_1}{D_1} - \frac{\Delta l}{D_1} \right) \right]$	20
25. Кут входу потоку в робоче колесо у відносному русі, β_1 , град	$\arctg \frac{\sin \alpha_1}{\cos \alpha_1 - U_1 / C_1}$. <i>Примітка:</i> оптимальне значення $\beta_1 = 80...110$	100
26. Конструктивний кут, $\beta_{1\text{геом}}$, град	Приймається	90
27. Відносна швидкість входу потоку в робоче колесо, $W_1, \text{м/с}$	$C_1 \cdot \frac{\sin \alpha_1}{\sin \beta_1}$	83
28. Температура загальмованого потоку на вході в робоче колесо, $T_{1w}^*, \text{К}$	$T_1 + \frac{W_1^2}{2C_p}$	767
29. Тиск загальмованого потоку на вході в робоче колесо, $P_{1w}^*, \text{МПа}$	$P_1 \left(\frac{T_{1w}^*}{T_1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \cdot 10^{-6}$	0,132
30. Тиск газу на виході з робочого колеса, $P_2, \text{МПа}$	див. 1Д	0,104

Продовж. табл. 3Д

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
31. Міра розширення газу в робочому колесі, σ_{w2}	P_{1w}^* / P_2	1,27
32. Характеристика, m_{w2}	$1 - \sigma_{w2}^{\frac{k-1}{k}}$	0,0576
33. Наявний теплоперепад у робочому колесі, h_{ap}^* , Дж/кг	$m_{w2} T_{1w}^* C_p$	$55 \cdot 10^3$
34. Число робочих лопаток, Z_p	$\geq 2\pi \frac{\sin(\beta_1 - \alpha_1)}{\sin \alpha_1 \sin \beta_1}$	23
35. Швидкісний коефіцієнт в робочих лопатках, ψ	Приймається 0,75...0,85	0,8
36. Колова швидкість на виході з робочого колеса на середньому діаметрі, U_{2cp} , м/с	χU_1	135
37. Середній діаметр вихідного перерізу робочого колеса, D_{2cp} , м	χD_1	0,083
38. Відносна швидкість виходу потоку з робочого колеса на середньому діаметрі, W_{2cp}	$\psi \sqrt{2h_{ap}^* - U_1^2 + U_{2cp}^2}$ Повинно бути: $W_{2cp} \geq W_{1cp}$ Для збільшення W_{2cp} необхідно збільшити χ або ρ , або зменшити $U_1 / C_{ад}$	196
39. Температура газу на виході з робочих лопаток, T_2 , К	$T_{1w}^* - \psi^2 \frac{h_{ap}^*}{C_p} -$ $- (1 - \psi^2) \cdot \frac{U_1^2 - U_{2cp}^2}{2C_p}$	728
40. Питомий об'єм газів на виході з робочих лопаток, ϑ_2 , м ³ /кг	$\frac{R T_2}{P_2 10^6}$	2,044
41. Площа потоку на виході з робочих лопаток, F_2 , м ²	$\frac{G \vartheta_2}{W_{2cp}}$	0,00644
42. Кут виходу потоку з робочих лопаток на середньому діаметрі у відносному русі, β_2 , град	Приймається 25...45	40

Продовж. табл. 3Д

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
43. Висота лопатки на виході з робочого колеса, l_2 , м	$l_2 = \frac{F_2}{\pi D_{2cp} \sin \beta_2}$ <p>Необхідно $D_{2ct} / D_1 \geq 0,12 \dots 0,25$, де $D_{2ct} = D_{2cp} - l_2$ – діаметр ступиці робочого колеса. Для збільшення D_{2ct} / D_1 необхідно зменшити l_1 / D_1 або збільшити χ</p>	$38,4 \cdot 10^{-3}$
44. Кут виходу потоку з робочого колеса в абсолютному русі на середньому діаметрі, α_2 , град	$\arctg \frac{\sin \beta_2}{\cos \beta_2 - \frac{U_{2cp}}{W_{2cp}}}$ <p>$\alpha_2 = 80 \dots 110$, якщо α_2 не в рекомендованих межах, необхідно змінити ρ, χ або $U_1 / C_{ад}$</p>	83
45. Швидкість виходу потоку з робочих решіток в абсолютному русі на середньому діаметрі, C_2 , м/с	$W_{2cp} \cdot \frac{\sin \beta_2}{\sin \alpha_2}$	127
46. Колова складова швидкості C_1 , C_{1u} , м/с	$C_1 \cdot \cos \alpha_1$	286
47. Колова складова швидкості C_2 , C_{2u} , м/с	$C_2 \cdot \cos \alpha_2$	15
48. Коловий ККД, η_u	$\frac{C_{1u} U_1 + C_{2u} U_{2cp}}{h_a^*}$	0,88
49. Перевірка, η'_u	$\frac{(T_0^* - T_2) C_p - C_2^2 / 2}{h_a^*}$	0,865
50. Потужність тертя задньої сторони диска, $N_{тр}$, кВт	$0,368 \left(C'_m a_3 a_{\Delta 1} + \Delta C'_m \right) D_1^2 \rho_1 \left(\frac{U_1}{1000} \right)^3,$ <p>де $C'_m = 1,5 \dots 3,0$; $a_3 = 1,1 \dots 1,2$; $a_1 = 1,1 \dots 1,2$; $\Delta C'_m = 0$</p>	$62 \cdot 10^{-6}$

Продовж. табл. 3Д

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
51. Втрати на тертя диска, $\xi_{\text{тр}}$	$\frac{1000 N_{\text{тр}}}{G h_a^*}$	$1,07 \cdot 10^{-6}$
52. Коефіцієнт, що враховує витоки крізь передній осьовий зазор, $\bar{\eta}_{\text{ос.п}}$	$1 - 1,3 \frac{\delta_{\text{ос.п}}}{l_{\text{ср}}}$, де $\delta_{\text{ос.п}} / l_{\text{ср}} = 0,015 \dots 0,03$	0,974
53. Внутрішній ККД радіально-осьового ступеня, η_i	$(\eta_u - \xi_{\text{тр}}) \bar{\eta}_{\text{ос.п}}$	0,857
54. Механічний ККД, η_m	Приймається 0,95...0,98 в залежності від типу підшипникового вузла	0,97
55. Потужність турбіни, N_t , кВт	$G h_a^* \eta_i \eta_m 10^{-3}$	48,4

Таблиця 4Д. Середні значення η_k , \bar{H}_k та η_t турбокомпресорів для наддуву ДВЗ

$D_{\text{к}}, \text{мм}$	Компрессор				Турбіна
	Безлопатный диффузор		Лопатный диффузор		
	$\eta_{\text{к}}$	$\overline{H}_{\text{к}}$	$\eta_{\text{к}}$	$\overline{H}_{\text{к}}$	
85 – 110	0,68 – 0,72	1,18 – 1,25	0,72 – 0,76	1,25 – 1,30	0,66 – 0,72
140 – 180	0,72 – 0,75	1,22 – 1,28	0,75 – 0,80	1,30 – 1,35	0,72 – 0,78
230 – 380	0,74 – 0,77	1,25 – 1,32	0,77 – 0,83	1,35 – 1,42	0,74 – 0,80
500 – 640	0,75 – 0,78	1,30 – 1,35	0,78 – 0,84	1,38 – 1,45	0,76 – 0,82

Таблиця 5Д. Теплофізичні властивості повітря та продуктів згорання

T, K (t, °C)	Повітря		Продукти згорання			
			a = 1		a = 3	
	C_p , кДж/(кг · К)	$\frac{\kappa-1}{\kappa} = m$	C_p , кДж/(кг · К)	$\frac{\kappa-1}{\kappa} = m$	C_p , кДж/(кг · К)	$\frac{\kappa-1}{\kappa} = m$
273 (0)	1,003 5	0,286 1	1,055 0	0,273 9	1,021 5	0,282 9
373 (100)	1,010 2	0,284 3	1,080 1	0,267 5	1,038 3	0,278 3
473 (200)	1,024 5	0,280 3	1,109 5	0,260 4	1,055 0	0,273 9
573 (300)	1,044 6	0,274 9	1,138 8	0,253 7	1,080 1	0,267 5
673 (400)	1,068 4	0,268 8	1,172 3	0,246 5	1,105 3	0,261 4
773 (500)	1,092 3	0,262 9	1,197 4	0,241 3	1,130 4	0,255 6
873 (600)	1,114 9	0,257 4	1,230 9	0,234 7	1,159 7	0,249 2
973 (700)	1,135 4	0,252 7	1,256 0	0,230 0	1,180 6	0,244 7
1073 (800)	1,153 8	0,248 7	1,285 3	0,224 8	1,205 7	0,239 6
1173 (900)	1,170 2	0,245 2	1,306 2	0,221 2	1,222 5	0,236 4
1273 (1000)	1,184 4	0,242 3	1,327 2	0,217 7	1,235 1	0,233 9
1373 (1100)	1,197 0	0,239 7	1,343 9	0,215 0	1,251 8	0,230 8
1473 (1200)	1,208 3	0,237 5	1,360 7	0,212 3	1,264 4	0,228 5
1573 (1300)	1,217 9	0,235 6	1,373 2	0,210 4	1,276 9	0,226 3
1673 (1400)	1,226 7	0,233 9	1,385 5	0,208 5	1,285 3	0,224 8
1773 (1500)	1,234 6	0,232 4	1,398 3	0,206 6	1,293 7	0,223 3
1873 (1600)	1,242 5	0,231 0	1,411 1	0,204 7	1,306 1	0,221 4
1973 (1700)	1,250 0	0,229 6	1,423 8	0,202 8	1,318 6	0,219 5
2073 (1800)	1,257 1	0,228 3	1,436 1	0,201 0	1,330 8	0,217 6
2173 (1900)	1,264 4	0,227 1	1,447 9	0,199 2	1,342 5	0,215 7
2273 (2000)	1,271 3	0,226 0	1,459 1	0,197 4	1,353 8	0,213 8
2373 (2100)	1,277 9	0,225 0	1,470 0	0,195 6	1,364 7	0,211 9
2473 (2200)	1,284 4	0,224 0	1,480 6	0,193 8	1,375 3	0,210 0
2573 (2300)	1,290 7	0,223 0	1,490 9	0,192 0	1,385 7	0,208 1
2673 (2400)	1,296 9	0,222 0	1,500 9	0,190 2	1,395 9	0,206 2
2773 (2500)	1,302 9	0,221 0	1,510 6	0,188 4	1,405 9	0,204 3
2873 (2600)	1,308 7	0,220 0	1,520 0	0,186 6	1,415 7	0,202 4
2973 (2700)	1,314 4	0,219 0	1,529 1	0,184 7	1,425 3	0,200 5
3073 (2800)	1,319 9	0,218 0	1,537 9	0,182 8	1,434 7	0,198 6
3173 (2900)	1,325 3	0,217 0	1,546 4	0,180 9	1,443 9	0,196 7
3273 (3000)	1,330 6	0,216 0	1,554 7	0,179 0	1,452 9	0,194 8
3373 (3100)	1,335 8	0,215 0	1,562 8	0,177 1	1,461 7	0,192 9
3473 (3200)	1,340 9	0,214 0	1,570 6	0,175 2	1,470 4	0,191 0
3573 (3300)	1,345 9	0,213 0	1,578 1	0,173 3	1,478 9	0,189 1
3673 (3400)	1,350 8	0,212 0	1,585 3	0,171 4	1,487 1	0,187 2
3773 (3500)	1,355 6	0,211 0	1,592 3	0,169 5	1,495 1	0,185 3
3873 (3600)	1,360 3	0,210 0	1,600 0	0,167 6	1,502 9	0,183 4
3973 (3700)	1,364 7	0,209 0	1,607 5	0,165 7	1,510 6	0,181 5
4073 (3800)	1,369 1	0,208 0	1,614 7	0,163 8	1,518 1	0,179 6
4173 (3900)	1,373 2	0,207 0	1,621 7	0,161 9	1,525 3	0,177 7
4273 (4000)	1,377 1	0,206 0	1,628 6	0,160 0	1,532 5	0,175 8
4373 (4100)	1,380 9	0,205 0	1,635 3	0,158 1	1,539 5	0,173 9
4473 (4200)	1,384 7	0,204 0	1,641 8	0,156 2	1,546 4	0,172 0
4573 (4300)	1,388 4	0,203 0	1,648 1	0,154 3	1,553 1	0,170 1
4673 (4400)	1,392 0	0,202 0	1,654 3	0,152 4	1,559 7	0,168 2
4773 (4500)	1,395 6	0,201 0	1,660 3	0,150 5	1,566 1	0,166 3
4873 (4600)	1,399 1	0,200 0	1,666 1	0,148 6	1,572 3	0,164 4
4973 (4700)	1,402 5	0,199 0	1,671 8	0,146 7	1,578 3	0,162 5
5073 (4800)	1,405 9	0,198 0	1,677 1	0,144 8	1,584 2	0,160 6
5173 (4900)	1,409 1	0,197 0	1,682 3	0,142 9	1,590 0	0,158 7
5273 (5000)	1,412 3	0,196 0	1,687 4	0,141 0	1,595 7	0,156 8
5373 (5100)	1,415 4	0,195 0	1,692 3	0,139 1	1,601 2	0,154 9
5473 (5200)	1,418 5	0,194 0	1,697 1	0,137 2	1,606 6	0,153 0
5573 (5300)	1,421 6	0,193 0	1,701 8	0,135 3	1,611 9	0,151 1
5673 (5400)	1,424 6	0,192 0	1,706 3	0,133 4	1,617 1	0,149 2
5773 (5500)	1,427 5	0,191 0	1,710 6	0,131 5	1,622 2	0,147 3
5873 (5600)	1,430 4	0,190 0	1,714 8	0,129 6	1,627 2	0,145 4
5973 (5700)	1,433 2	0,189 0	1,718 9	0,127 7	1,632 1	0,143 5
6073 (5800)	1,436 1	0,188 0	1,722 9	0,125 8	1,636 9	0,141 6
6173 (5900)	1,438 9	0,187 0	1,726 7	0,123 9	1,641 7	0,139 7
6273 (6000)	1,441 7	0,186 0	1,730 4	0,122 0	1,646 4	0,137 8
6373 (6100)	1,444 4	0,185 0	1,734 0	0,120 1	1,651 1	0,135 9
6473 (6200)	1,447 1	0,184 0	1,737 5	0,118 2	1,655 7	0,134 0
6573 (6300)	1,449 8	0,183 0	1,740 9	0,116 3	1,660 2	0,132 1
6673 (6400)	1,452 5	0,182 0	1,744 2	0,114 4	1,664 7	0,130 2
6773 (6500)	1,455 1	0,181 0	1,747 4	0,112 5	1,669 1	0,128 3
6873 (6600)	1,457 8	0,180 0	1,750 6	0,110 6	1,673 5	0,126 4
6973 (6700)	1,460 4	0,179 0	1,753 7	0,108 7	1,677 8	0,124 5
7073 (6800)	1,463 0	0,178 0	1,756 8	0,106 8	1,682 1	0,122 6
7173 (6900)	1,465 6	0,177 0	1,759 8	0,104 9	1,686 3	0,120 7
7273 (7000)	1,468 1	0,176 0	1,762 8	0,103 0	1,690 5	0,118 8
7373 (7100)	1,470 7	0,175 0	1,765 7	0,101 1	1,694 6	0,116 9
7473 (7200)	1,473 2	0,174 0	1,768 5	0,099 2	1,698 7	0,115 0
7573 (7300)	1,475 7	0,173 0	1,771 3	0,097 3	1,702 7	0,113 1
7673 (7400)	1,478 1	0,172 0	1,774 0	0,095 4	1,706 7	0,111 2
7773 (7500)	1,480 6	0,171 0	1,776 7	0,093 5	1,710 6	0,109 3
7873 (7600)	1,483 0	0,170 0	1,779 3	0,091 6	1,714 5	0,107 4
7973 (7700)	1,485 4	0,169 0	1,781 8	0,089 7	1,718 3	0,105 5
8073 (7800)	1,487 8	0,168 0	1,784 2	0,087 8	1,722 1	0,103 6
8173 (7900)	1,490 2	0,167 0	1,786 6	0,085 9	1,725 9	0,101 7
8273 (8000)	1,492 5	0,166 0	1,788 9	0,084 0	1,729 6	0,099 8
8373 (8100)	1,494 9	0,165 0	1,791 2	0,082 1	1,733 3	0,097 9
8473 (8200)	1,497 1	0,164 0	1,793 4	0,080 2	1,736 9	0,096 0
8573 (8300)	1,499 4	0,163 0	1,795 6	0,078 3	1,740 4	0,094 1
8673 (8400)	1,501 7	0,162 0	1,797 8	0,076 4	1,743 9	0,092 2
8773 (8500)	1,503 9	0,161 0	1,799 9	0,074 5	1,747 3	0,090 3
8873 (8600)	1,506 1	0,160 0	1,802 0	0,072 6	1,750 7	0,088 4
8973 (8700)	1,508 3	0,159 0	1,804 1	0,070 7	1,754 0	0,086 5
9073 (8800)	1,510 5	0,158 0	1,806 2	0,068 8	1,757 3	0,084 6
9173 (8900)	1,512 7	0,157 0	1,808 3	0,066 9	1,760 5	0,082 7
9273 (9000)	1,514 9	0,156 0	1,810 4	0,064 9	1,763 7	0,080 8
9373 (9100)	1,517 1	0,155 0	1,812 5	0,062 9	1,766 9	0,078 9
9473 (9200)	1,519 3	0,154 0	1,814 6	0,060 9	1,770 0	0,077 0
9573 (9300)	1,521 5	0,153 0	1,816 7	0,058 9	1,773 1	0,075 1
9673 (9400)	1,523 7	0,152 0	1,818 8	0,056 9	1,776 2	0,073 2
9773 (9500)	1,525 9	0,151 0	1,820 9	0,054 9	1,779 3	0,071 3
9873 (9600)	1,528 1	0,150 0	1,822 9	0,052 9	1,782 4	0,069 4
9973 (9700)	1,530 3	0,149 0	1,825 0	0,050 9	1,785 5	0,067 5
10073 (9800)	1,532 5	0,148 0	1,827 1	0,048 9	1,788 6	0,065 6
10173 (9900)	1,534 7	0,147 0	1,829 2	0,046 9	1,791 7	0,063 7
10273 (10000)	1,536 9	0,146 0	1,831 3	0,044 9	1,794 8	0,061 8

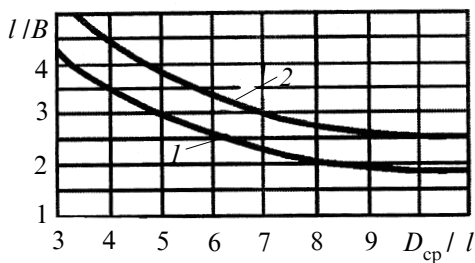


Рис. 1Д. До вибору ширини лопаткових вінців:
1 – соплові лопатки; 2 – робочі лопатки

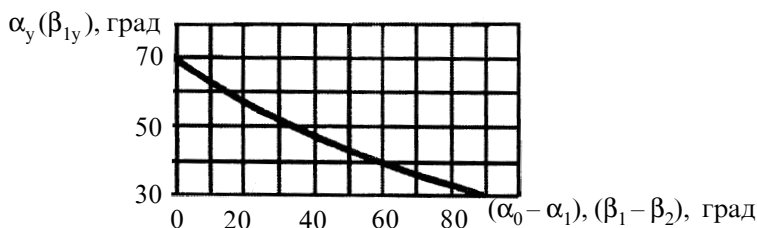


Рис. 2Д. До визначення кута установки профілю

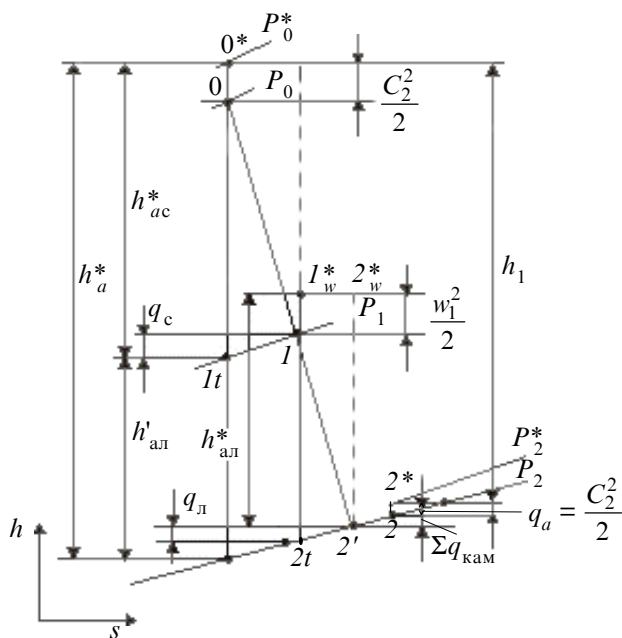


Рис. 3Д. Процес розширення газу в осьовому турбінному ступені

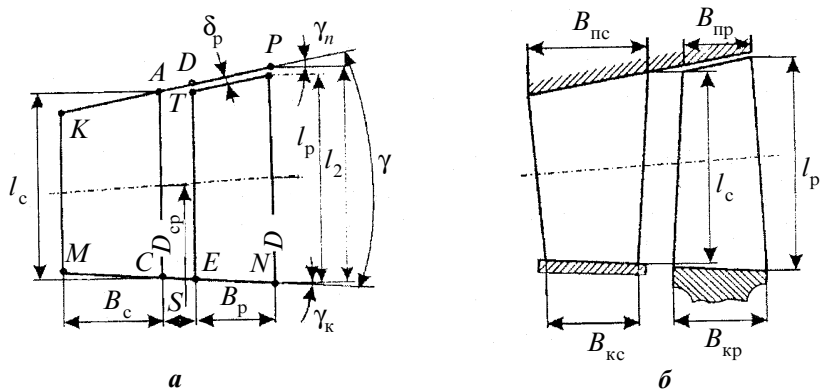


Рис. 4Д. Побудова ескізу проточної частини осевого турбінного ступеня

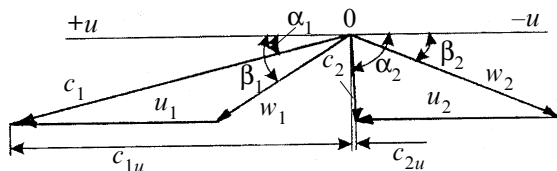


Рис. 5Д. Трикутники швидкостей осевого турбінного ступеня

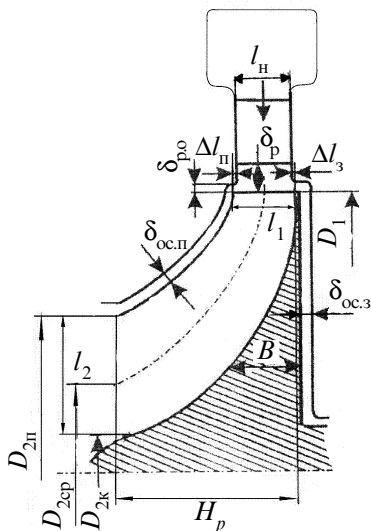


Рис. 6Д. Схема доцентрового радіально-осевого турбінного ступеня:

D_1 – зовнішній діаметр робочого колеса;
 $D_{2к}$, $D_{2сп}$, $D_{2п}$ – кореневий, середній і периферійний діаметри вихідного перетину робочого колеса; B – товщина диска;
 H_p – ширина робочого колеса; $\delta_{ос.п}$ та $\delta_{ос.з}$ – радіальний і радіальний відкритий зазори; $\Delta l_{п}$ та $\Delta l_{з}$ – передній і задній перехрещі

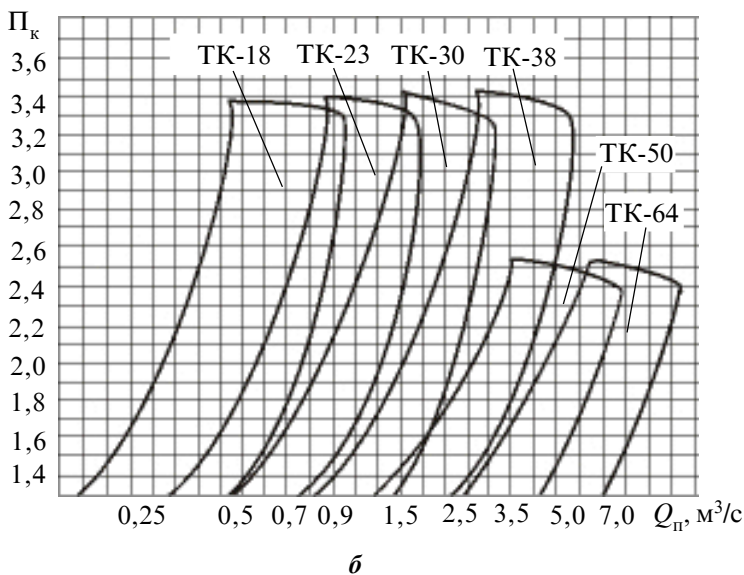
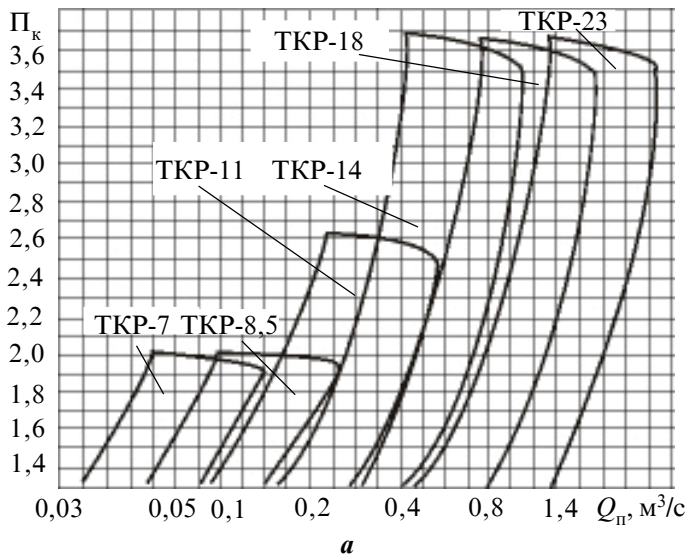


Рис. 9Д. Области застосування турбокомпресорів типорозмірних рядів типу ТК та ТРК залежно від розходу та ступеня підвищення тиску

ЗМІСТ

Вступ	3
1. Особливості роботи, основні параметри і характеристики турбін газонаддувних агрегатів	4
2. Визначення параметрів газу перед турбіною. Вибір типорозміру турбокомпресора	6
3. Термогазодинамічний розрахунок осьового ступеня газової турбіни на середньому діаметрі	10
4. Термогазодинамічний розрахунок радіально-осьового турбінного ступеня	19
Список використаної літератури	28
Додатки	29

Навчальне видання

ХАРЧЕНКО Валерій Іванович

**РОЗРАХУНОК ТУРБІННОГО СТУПЕНЯ
ГАЗОНАДДУВНОГО АГРЕГАТУ**

Методичні вказівки

(українською мовою)

Редактор М.П. Фоміна
Комп'ютерна правка А.В. Карлюга, Н.В. Чудновцева
Комп'ютерна верстка Н.В. Чудновцева
Коректор М.О. Паненко

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до Державного реєстру
видавців, виготівників і розповсюджувачів видавничої продукції
ДК № 2506 від 25.05.2006 р.

Підписано до друку 20.10.06. Папір офсетний. Формат 60×84/16.
Друк офсетний. Гарнітура "Таймс". Ум. друк. арк. 2,7. Обл.-вид. арк. 2,9.
Тираж 100 прим. Вид. № 34. Зам. № 208. Ціна договірна

Видавець і виготівник Національний університет кораблебудування,
54002, м. Миколаїв, вул. Скороходова, 5